

L'effet de l'interférence sur un assemblage fretté dans le domaine plastique

N. Laghzale a, A. Bouzid b, A. Elgharad c

- a. Professeur, Université Mohamed 5, Rabat, Maroc, Email: lagnore@yahoo.com
- b. Professeur, Ecole de Technologie Supérieure, Montréal, Québec, H3C 1K3, CANADA, Email: hakim.bouzid@etsmtl.ca
- c. Professeur, Université Mohamed 5, Rabat, Maroc

Résumé :

Le frettage est un procédé d'assemblage largement utilisé pour produire des assemblages entre deux pièces cylindriques où d'autres procédés ne sont ni pratiques ni nécessaires à utiliser. On le trouve dans plusieurs domaines : en industrie mécanique, automobile, aéronautique, etc. Par conséquent, une bonne compréhension des contraintes résiduelles générées par ce procédé s'avère très importante pour concevoir des composants mécaniques de très bonne qualité.

Ce travail de recherche s'intéresse à l'analyse analytique des contraintes résiduelles et particulièrement à la pression résiduelle de contact induite par le frettage. Les déplacements sont supposés produit par des déformations dans le domaine élastique et plastique dans l'arbre et/ou dans la roue. Les lois de comportement des matériaux constituant l'arbre et la roue sont générales et peuvent être exploitées pour des cas particuliers comme le cas d'un comportement élastique parfaitement plastique, un comportement bilinéaire ou dans la loi des puissances. Pour valider cette méthode analytique (MA), la méthode des éléments finis (MEF) a été également utilisée. Les résultats obtenus montrent la bonne concordance entre les deux approches. Les courbes montrent également que les contraintes augmentent rapidement avec la croissance de la valeur de l'interférence. Cette croissance entraîne des contraintes équivalentes maximales localisées sur la surface intérieure de l'arbre, soit en $r = r_i$. L'ordre de grandeur de ces contraintes peut rapidement dépasser la contrainte admissible des matériaux de l'assemblage. Ces résultats peuvent être exploités pour calculer la valeur maximale de l'interférence à utiliser afin de ne pas endommager l'assemblage.

Abstract :

The shrink-fitting process has been widely used to produce assemblies between two cylindrical parts where other methods are not practical or necessary to use. It is found in many fields such as mechanics, automotive, aerospace etc. Consequently, a good understanding of residual stresses

generated by this process is very important for the design of the mechanical components with very good quality.

This work focuses on the analytical analysis of residual stresses and particularly the residual contact pressure in an assembly formed by a shaft and a gear. The deformations are assumed to be produced in the elastic and the plastic region in the shaft and the gear. Constitutive laws of the materials of the shaft and the gears are general and may be used some particular cases such as elastic perfectly plastic behavior, bilinear hardening or power law. To validate this analytical method (MA), the finite element method (FEM) was also used and the results showed good agreement between the two approaches. The curves that we obtain show that the stresses increase when the interference value increases causing maximum intensity stresses localized on the inner surface of the shaft whose magnitude can quickly exceed the yield stress of assembly material. Our results could be used to calculate the maximum value of the interference in order to overcome the assembly damage.

Mots clefs : Frettage, contraintes résiduelle, interférence, élasto-plastique

1 Introduction

Le frettage en tant que procédé a reçu une attention très considérable dans la littérature, la théorie de l'élasticité décrit généralement en détail l'analyse classique [1,2] et le travail de Bland [3] constitue la base de recherches dans ce domaine. Odeno [4,5] a étudié le comportement élasto-plastique de l'assemblage sous les effets du gradient thermique. U. Gamer et R. H. Lance [6] ont analysé les contraintes et les déformations dans un assemblage fretté, le modèle étudié est celui d'un état plan de contrainte. Pour prendre en considération l'effet de l'écrouissage, la loi de comportement des matériaux a été supposée bilinéaire, le critère de l'écoulement plastique est celui de Tresca et le modèle géométrique suppose que l'arbre est un cylindre plein. Les auteurs ont conclu que la pression résiduelle de contact s'élève avec l'augmentation des paramètres de l'écrouissage et demeure constante et indépendamment de la géométrie du joint pour les petites valeurs de l'interférence. U. Giiven [7] a développé une solution analytique pour un assemblage élasto-plastique à écrouissage linéaire avec variation de l'épaisseur de la douille.

Zang et al. [8] a également analysé par la MEF l'état de la contrainte dans un assemblage fretté, cependant, un écart a été observé entre les résultats obtenus par la MEF et le modèle théorique au voisinage des bords de la zone de contact. Özel et al. [9] a analysé la distribution des contraintes et des déformations dans les assemblages frettés. Dans cette étude, la variation de la géométrie du joint a été prise en considération. La conclusion de leurs travaux indique un effet significatif de la géométrie du moyeu sur l'état des contraintes et particulièrement au niveau des bords de la surface de contact. Lewis et les autres [10], ont développé une méthode expérimentale basée sur la propagation des ondes ultrasons afin de déterminer la pression résiduelle de contact. Grâce à une analyse par MEF, J.C. Pérez Cerdán et al. [11] ont étudié l'influence de la position et de la géométrie d'une encoche circonférentielle réalisée dans le moyeu sur la distribution des contraintes résiduelles. L'analyse des résultats montre qu'un choix judicieux des paramètres géométriques de l'encoche peut considérablement atténuer la concentration des contraintes qui apparaît sur le bord du moyeu. Ce papier s'intéresse à la distribution et aux effets de l'interférence sur la distribution des contraintes résiduelles au-delà du domaine élastique. À côté de cette démarche analytique, une analyse par éléments finis (MEF) a été réalisée pour valider l'approche analytique.

2 Analyse analytique

2.1 Loi de comportement

Rappelons que pour les faibles valeurs de l'interférence δ , les déformations dans le joint restent dans le domaine élastique alors que pour des valeurs suffisamment grandes de δ et selon les caractéristiques géométriques et mécaniques du joint, celui-ci peut subir des déformations élasto-plastiques. Pour décrire la loi de comportement des matériaux de l'arbre et la roue, les lois [12] données par l'Eq.1 pour le tube et l'Eq. (2) pour la roue ont été adoptées. La Fig. 1 donne les caractéristiques de la géométrie du joint avant l'assemblage.

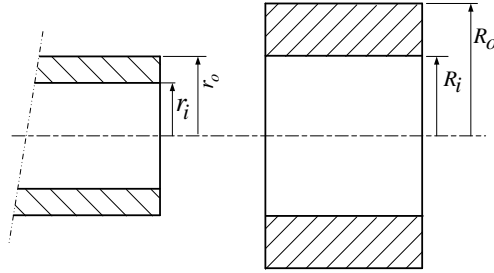


Fig. 1 Géométrie du joint avant assemblage

Les lois de comportement des matériaux sont données par les équations ci-dessous :

$\begin{aligned} \sigma_i &= E_s \cdot \varepsilon_i & (si \ \sigma_i < \sigma_{ss}) \\ \sigma_i &= A_1 + A_2 \cdot \varepsilon_i^{B_1} & (si \ \sigma_i > \sigma_{ss}) \end{aligned}$	(1)
--	-----

$\begin{aligned} \sigma_i &= E_g \cdot \varepsilon_i & (si \ \sigma_i < \sigma_{sg}) \\ \sigma_i &= A_3 + A_4 \cdot \varepsilon_i^{B_2} & (si \ \sigma_i > \sigma_{sg}) \end{aligned}$	(2)
--	-----

2.2 Hypothèse et équations de bases

Un point matériel est repéré par ses coordonnées polaires r et θ . L'expression de la contrainte équivalente σ_i en fonction de ses trois composantes principales σ_r, σ_θ et σ_z est donnée par :

$\sigma_i = \sqrt{\frac{1}{2} \left[(\sigma_r - \sigma_\theta)^2 + (\sigma_\theta - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_r)^2 \right]}$	(3)
--	-----

La déformation équivalente ε_i pour un matériau incompressible est définie par :

$\varepsilon_i = \frac{\sqrt{2}}{3} \sqrt{(\varepsilon_r - \varepsilon_\theta)^2 + (\varepsilon_\theta - \varepsilon_z)^2 + (\varepsilon_z - \varepsilon_r)^2}$	(4)
---	-----

$$\varepsilon_r + \varepsilon_\theta + \varepsilon_z = 0 \quad (5)$$

En état plan de déformation

$$\varepsilon_z = 0 \quad (6)$$

L'équation de l'équilibre locale est donnée par :

$$\frac{d\sigma_r}{dr} + \frac{\sigma_r - \sigma_\theta}{r} = 0 \quad (7)$$

Les relations géométriques sont données par :

$$\varepsilon_r = \frac{du_r}{dr} \quad (8)$$

$$\varepsilon_\theta = \frac{u_r}{r} \quad (9)$$

Les équations de déformation de la théorie de Hencky sont données par :

$$\varepsilon_r = \frac{3\varepsilon_i}{2\sigma_i} (\sigma_r - \sigma_m) \quad (10)$$

$$\varepsilon_\theta = \frac{3\varepsilon_i}{2\sigma_i} (\sigma_\theta - \sigma_m) \quad (11)$$

$$\varepsilon_z = \frac{3\varepsilon_i}{2\sigma_i} (\sigma_z - \sigma_m) \quad (12)$$

$$\sigma_m = \frac{1}{3} (\sigma_r + \sigma_\theta + \sigma_z) \quad (13)$$

Substituons l'Eqs. (6) et (12) dans l'Eq. (13), on trouve

$$\sigma_z = \frac{1}{2} (\sigma_r + \sigma_\theta) \quad (14)$$

Substituons l'Eqs. (14) et (13) dans l'Eq. (10), on trouve

$$\varepsilon_r = \frac{3\varepsilon_i}{4\sigma_i} (\sigma_r - \sigma_\theta) \quad (15)$$

Substituons l'Eqs. (5) et (6) dans l'Eq. (15), on trouve

$$\varepsilon_\theta = \frac{3\varepsilon_i}{4\sigma_i} (\sigma_\theta - \sigma_r) \quad (16)$$

Substituons l'Eqs. (5) et (6) dans l'Eq. (13), on trouve

$$\sigma_i = \frac{\sqrt{3}}{2}(\sigma_\theta - \sigma_r) \quad (17)$$

Substituons l'Eq. (17) dans l'Eq. (7), on trouve

$$\frac{d\sigma_r}{dr} = \frac{2}{\sqrt{3}} \frac{\sigma_i}{r} \quad (18)$$

Eq. (1) dans l'Eq. (18), donne

$$\frac{d\sigma_r}{dr} = \frac{2}{\sqrt{3}}(A_1 + A_2 \varepsilon_i^{B1}) \frac{1}{r} \quad (19)$$

Eqs. (6) et (5) dans Eq. (4), donne

$$\varepsilon_i = \frac{2}{\sqrt{3}} \varepsilon_\theta \quad (20)$$

Eqs. (5) and (6), donne

$$\varepsilon_r = -\varepsilon_\theta \quad (21)$$

Eqs. (20) et (9), donne

$$\varepsilon_i = \frac{2}{\sqrt{3}} \frac{u_r}{r} \quad (22)$$

Eqs. (5) et (6), donne

$$u_r = \frac{D}{r} \quad (23)$$

Eqs. (22) et (23), donne

$$\varepsilon_i = \frac{2D}{r^2 \sqrt{3}} \quad (24)$$

La substitution de l'Eqs. (24) dans (2) et après avoir remplacé r par r_c et σ_i par σ_{ys} donne :

$$D = \frac{\sigma_{ys} r_c^2 \sqrt{3}}{2E_s} \quad (25)$$

Eqs. (25) et (23), donne

$$u_r = \frac{\sigma_{yt} r_c^2 \sqrt{3}}{2E_s r} \quad (26)$$

2.3 Formulation du problème et solution

Pour analyser la distribution et les effets de l'interférence δ sur les contraintes résiduelles, plusieurs cas de déformation peuvent se produire. En effet, lorsque les valeurs l'interférence δ sont faibles, les déformations dans l'arbre et la roue demeurent dans le domaine élastique et lorsque les valeurs de δ deviennent un peu plus grand, des déformations élasto-plastiques apparaissent dans le joint. Dans cette analyse, on a supposé que c'est l'arbre en premier lieu qui subit à une déformation élasto-plastique. Quant à la roue, elle ne commence à subir la plastification qu'après l'effondrement plastique de l'arbre ($\delta > \delta_{pcg}$).

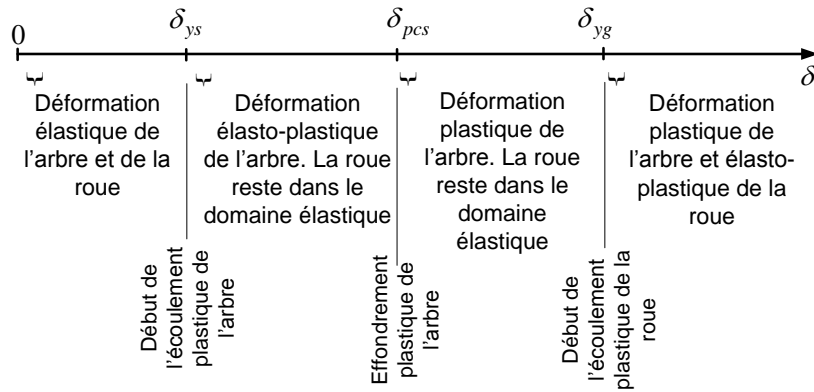


Fig.2 Séquences de déformation

Rappelons que selon les caractéristiques mécaniques et géométriques, le cas contraire peut également se produire : la roue subit en premier lieu l'écoulement plastique avant que l'arbre ne le subisse pas. Dans cette analyse, on a opté pour le scénario donné par la Fig. 2.

2.3.1 Déformation élastique de l'arbre et de la roue

Pour les faibles valeurs de l'interférence δ , la pression résiduelle de contact est donnée par :

$$P_c = \frac{\delta}{K} \quad (27)$$

K étant une constante qui prend en considération les caractéristiques géométriques et mécaniques du joint, elle est donnée par :

$$K = \frac{(1+\nu_g)R_i}{Eg(Y_g^2-1)}(1-2\nu_g+Y_g^2) + \frac{(1+\nu_s)r_o}{E_s(Y_s^2-1)}[(1-2\nu_s)Y_s^2+1] \quad (28)$$

La contrainte radiale et tangentielle sont données par les équations de Lamé.

2.3.2 Déformation élasto-plastique de l'arbre avec déformation élastique de la roue

Lorsque l'interférence $\delta = \delta_{ys}$, la surface intérieure de l'arbre se plastifie, c'est le début de

l'écoulement plastique de l'arbre. L'expression de δ_{ys} est donnée par :

$$\delta_{ys} = K\sigma_{ys} \frac{(Y_s^2 - 1)}{Y_s^2 \sqrt{3}} \quad (29)$$

Lorsque l'interférence δ est tel $\delta_{ys} < \delta < \delta_{pcs}$, alors la section de l'arbre est divisée en deux zones ; une zone élastique et une autre plastique. La frontière entre les deux zones est un cercle de rayon r_c , voir Fig. 3

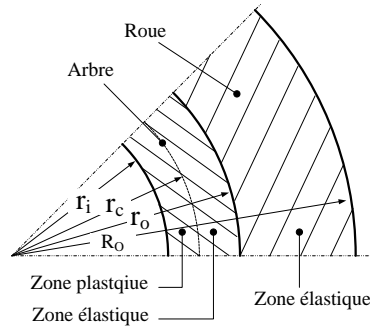


Fig. 3 Schéma représentant la section

Dans la zone plastique du tube, la contrainte radiale et tangentielle sont données par :

$$\sigma_r = \frac{-2}{\sqrt{3}} \left\{ A_1 \ln \left(\frac{r}{r_i} \right) + \frac{A_2}{2B_1} \left(\frac{2D_1}{\sqrt{3}} \right)^{B_1} \left[r_i^{-2B_1} - r^{-2B_1} \right] \right\} \quad (30)$$

$$\sigma_\theta = \frac{-2}{\sqrt{3}} \left\{ A_1 \left[\ln \left(\frac{r}{r_i} \right) + 1 \right] + \frac{A_2}{2B_1} \left(\frac{2D_1}{\sqrt{3}} \right)^{B_1} \left[r_i^{-2B_1} + r^{-2B_1} (2B_1 - 1) \right] \right\} \quad (31)$$

D_1 est une constante dont l'expression est donnée par :

$$D_1 = \sigma_{ys} \frac{r_c^2 \sqrt{3}}{2E_s} \quad (32)$$

r_c est donnée par la résolution de l'équation ci-dessous :

$$\begin{aligned} & \frac{2}{\sqrt{3}} \left[A_1 \ln \left(\frac{r_c}{r_i} \right) + \frac{A_2}{2B_1} \left(\frac{\sigma_{ys} r_c^2}{E_s} \right)^{B_1} (r_i^{-2B_1} - r_c^{-2B_1}) \right] \times \\ & \left[K_c - \frac{2(1-\nu_t^2)r_o}{E_s(Y_{sc}^2 - 1)} \right] + K_c \frac{\sigma_{ys}(Y_{sc}^2 - 1)}{Y_{sc}^2 \sqrt{3}} - \delta = 0 \end{aligned} \quad (32)$$

K_c est donné par l'Eq. 28 en remplaçant K par K_c et Y_s par $Y_{sc} = \frac{r_o}{r_c}$

Dans la zone élastique de l'arbre ainsi que celle de la roue, la contrainte normale et tangentielle sont données par les équations de Lamé

2.3.3 Arbre complètement plastifiée avec déformation élastique de la roue

L'arbre subit l'effondrement plastique lorsque $\delta = \delta_{pcs}$. La section de l'arbre est alors complètement plastifiée, r_c atteint r_o et l'expression de δ_{pcs} est donnée par :

$$\delta_{pcs} = \frac{(1+\nu_g)R_i}{E_g(Y_g^2-1)}(1-2\nu_g+Y_g^2)P_{cps} + \frac{\sqrt{3}}{2} \frac{\sigma_{ys}}{E_s} r_o \quad (37)$$

P_{cps} est la pression résiduelle de contact qui crée l'effondrement plastique de l'arbre, son expression est donnée par l'Eq. 30 en écrivant $\sigma_r = -P_{cps}$ après avoir remplacé r et r_c par r_o .

Lorsque $\delta_{pcs} < \delta < \delta_{ys}$, l'arbre demeure complètement plastifiée et La roue continue à se déformer élastiquement. Les contraintes dans l'arbre sont données par :

$$\sigma_r = \frac{-2}{\sqrt{3}} \left\{ A_1 \ln\left(\frac{r}{r_i}\right) + \frac{A_2}{2B_1} \left(\frac{2D_2}{\sqrt{3}}\right)^{B_1} \left[r_i^{-2B_1} - r^{-2B_1} \right] \right\} \quad (38)$$

$$\sigma_\theta = \frac{-2}{\sqrt{3}} \left\{ A_1 \left[\ln\left(\frac{r}{r_i}\right) + 1 \right] + \frac{A_2}{2B_1} \left(\frac{2D_2}{\sqrt{3}}\right)^{B_1} \left[r_i^{-2B_1} + r^{-2B_1} (2B_1 - 1) \right] \right\} \quad (39)$$

D_2 est une constante donnée par la résolution de l'équation ci-dessous :

$$\frac{2(1+\nu_g)R_i}{\sqrt{3}E_g(Y_g^2-1)}(1-2\nu_g+Y_g^2) \left[A_1 \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right) + \frac{A_2}{2B_1} \left(\frac{2D_2}{\sqrt{3}}\right)^{B_1} \times \right. \\ \left. (r_i^{-2B_1} - r_o^{-2B_1}) \right] + \frac{D_2}{r_o} - \delta = 0 \quad (40)$$

Les contraintes dans la roue sont données par les équations de Lamé. Rappelons que la pression à l'intérieur de la roue en $r = R_i$ est donnée, au signe près, par l'Eq. 38 en remplaçant r par R_i

2.3.4 Arbre complètement plastifié avec déformation élasto-plastique de la roue

Lorsque $\delta = \delta_{ys}$, la surface intérieure de la roue se plastifie, c'est le début de l'écoulement plastique de la roue. L'expression de δ_{ys} est donnée par :

$$\delta_{ys} = \frac{\sigma_{yg} R_i}{E_g Y_g^2 \sqrt{3}} (1 + \nu_g) (1 - 2\nu_g + Y_g^2) + \frac{D_3}{r_o} \quad (41)$$

D_3 est une constante dont la valeur est donnée par la résolution de l'équation ci-dessous :

$$\frac{2}{\sqrt{3}} \left[A_1 \ln \left(\frac{r_o}{r_i} \right) + \frac{A_2}{2B_1} \left(\frac{2D_3}{\sqrt{3}} \right)^{B_1} (r_i^{-2B_1} - r_o^{-2B_1}) \right] - \frac{\sigma_{yg} (Y_g^2 - 1)}{Y_g^2 \sqrt{3}} = 0 \quad (42)$$

Lorsque $\delta_{ys} < \delta < \delta_{pcg}$, la section de la roue est divisée en deux zones, une zone plastique et une autre élastique, les deux zones sont séparées par un cercle de rayon R_c . Les contraintes dans l'arbre sont données par :

$$\sigma_r = \frac{-2}{\sqrt{3}} \left\{ A_1 \ln \left(\frac{r}{r_i} \right) + \frac{A_2}{2B_1} \left(\frac{2D_4}{\sqrt{3}} \right)^{B_1} [r_i^{-2B_1} - r^{-2B_1}] \right\} \quad (43)$$

$$\sigma_\theta = \frac{-2}{\sqrt{3}} \left\{ A_1 \left[\ln \left(\frac{r}{r_i} \right) + 1 \right] + \frac{A_2}{2B_1} \left(\frac{2D_4}{\sqrt{3}} \right)^{B_1} [r_i^{-2B_1} + r^{-2B_1} (2B_1 - 1)] \right\} \quad (44)$$

Les contraintes dans la zone plastique de la roue sont données par :

$$\sigma_r = -P_C + \frac{2}{\sqrt{3}} \left\{ A_3 \ln \left(\frac{r}{R_i} \right) + \frac{A_4}{2B_2} \left(\frac{2D_5}{\sqrt{3}} \right)^{B_2} [R_i^{-2B_2} - r^{-2B_2}] \right\} \quad (45)$$

$$\sigma_\theta = -P_C + \frac{2}{\sqrt{3}} \left\{ A_3 \left[\ln \left(\frac{r}{R_i} \right) + 1 \right] + \frac{A_4}{2B_2} \left(\frac{2D_5}{\sqrt{3}} \right)^{B_2} [R_i^{-2B_2} + r^{-2B_2} (2B_2 - 1)] \right\} \quad (46)$$

Les constantes D_4 et D_5 s'expriment en fonction de R_c par :

$$D_4 = r_o \delta - \frac{\sigma_{yg} R_c^2 \sqrt{3}}{2E_s} \quad (47)$$

$$D_5 = \frac{\sigma_{yg} R_c^2 \sqrt{3}}{2E_s} \quad (48)$$

Le rayon R_c est obtenu en résolvant l'équation ci-dessous :

$$\begin{aligned}
& \left[A_3 \ln \left(\frac{R_c}{R_i} \right) + \frac{A_4}{2B_2} \left(\frac{\sigma_{yg} R_c^2}{E_g} \right)^{B_2} (R_i^{-2B_2} - R_c^{-2B_2}) \right] - \\
& \left[A_1 \ln \left(\frac{r_o}{r_i} \right) + \frac{A_2}{2B_1} \left(\frac{2}{\sqrt{3}} \right)^{B_1} \left(\delta r_o - \frac{\sigma_{yg} R_c^2 \sqrt{3}}{2E_g} \right)^{B_1} (r_i^{-2B_1} - r_o^{-2B_1}) \right] \\
& + \frac{\sigma_{yg}}{2} \left(1 - \frac{R_c^2}{R_o^2} \right) = 0
\end{aligned} \quad (49)$$

Les contraintes dans la zone élastique de la roue sont données par les équations de Lamé. Rappelons encore une fois que la pression à l'intérieur de la roue en $r = R_i$ est donnée, au signe près, par l'Eq.

43 en remplaçant r par R_i

3. Validation de l'approche analytique

L'approche analytique développée a été validée à l'aide d'un modèle élément fini, voir Fig. 4 en utilisation le logiciel ANSYS. Les caractéristiques géométriques et mécaniques du joint sont présentées dans le tableau ci-dessous.

Roue	σ_g (MPa)	E_g (MPa)	A_1	A_2	B_1
SA-556M	362	210000	362	3512.5	1,299

Arbre	σ_s (MPa)	E_s (MPa)	A_3	A_4	B_2
SA-350FL2	328	210000	328	13055	1,539

Des éléments de déformation plane et isoparamétriques à huit nœuds ont été utilisés pour modéliser l'arbre et la roue. Des éléments de contact spéciaux ont également été utilisés pour modéliser le contact entre la surface de l'arbre et de la roue. Pour valider le modèle FE, le maillage a été affiné jusqu'à ce que la variation de la pression de contact devienne inférieure à 1%. L'analyse de la contrainte radiale et tangentielle en fonction de différentes valeurs de l'interférence δ a été réalisée.

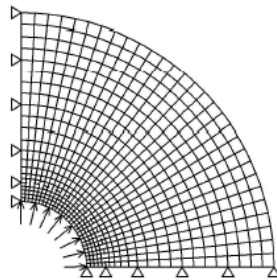


Fig. 4 Modèle éléments finis

3. Résultats et discussion

La fig.1 donne la distribution de la contrainte radiale en fonction de la position radiale pour différentes valeurs de l'interférence δ . Quatre cas ont été considérés : $\delta = 0,02$ correspond à une déformation

élastique de la roue et de l'arbre, $\delta = 0,06$ correspond à la déformation élastoplastique de l'arbre avec déformation de la roue, $\delta = 0,2$ correspond à la déformation plastique de l'arbre, la roue continue à se déformer élastiquement, en fin $\delta = 0,8$ correspond à la déformation plastique de l'arbre avec déformation élasto-plastique de la roue. Les valeurs donnant les limites (voir Fig. 2) entre ces trois cas ont été calculées à l'aide des Eqs. 29, 37 et 41, soient respectivement $\delta_{ys} = 0,0554 \text{ mm}$, $\delta_{pcs} = 0,0676 \text{ mm}$ et $\delta_{yg} = 0,609 \text{ mm}$

Le couple transmissible par l'assemblage est d'autant plus grand que lorsque la pression résiduelle de contact est grande qui croît avec l'augmentation de valeur de l'interférence. Cependant des valeurs élevées de l'interférence δ peuvent induire des contraintes résiduelles qui peuvent dépasser les contraintes admissibles des matériaux causant ainsi sa destruction. Rappelons que les lois de comportement données par les Eq. 1 et Eq. 2 sont générales et peuvent se ramener à un comportement élastique parfaitement plastique ou à un comportement bilinéaire.

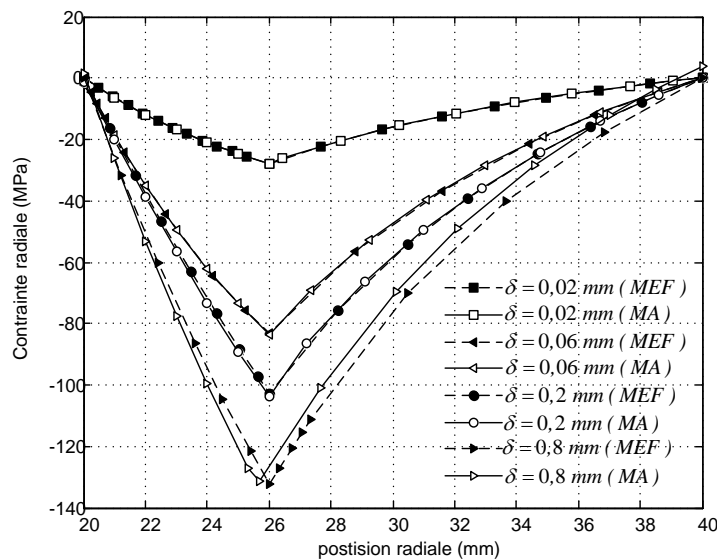


Fig. 5 Distribution de la contrainte radiale

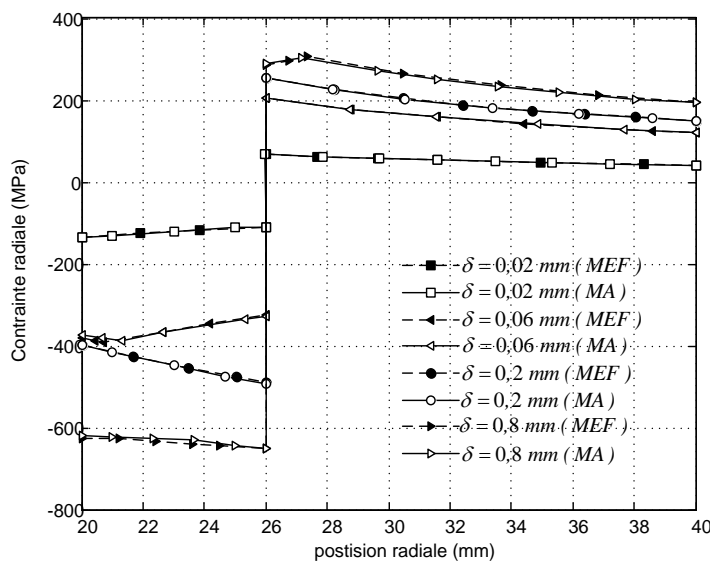


Fig. 6 Distribution de la contrainte tangentielle

CONCLUSION

Le MA développé dans ce papier traite la distribution des contraintes résiduelles dans un assemblage formé par un arbre creux et une roue. Le procédé de l'assemblage est le frettage. Selon la valeur de l'interférence δ , les déformations ont été simulées dans le domaine élastique et plastique pour l'arbre comme pour la roue. Les résultats montrent que les contraintes augmentent rapidement avec l'augmentation de la valeur de l'interférence entraînant des contraintes équivalentes maximales localisées sur la surface intérieure de l'arbre, soit en $r = r_i$ et dont l'ordre de grandeur peut facilement dépasser la contrainte admissible des matériaux de l'assemblage. Ces résultats peuvent être exploités pour calculer la valeur maximale de l'interférence à utiliser afin de ne pas endommager l'assemblage. La bonne concordance du présent modèle et celui des MEF est confirmée par les résultats donnés par les graphes donnés par les Fig. 6 et 7.

Références

- [1] Shigley J.E. & Mischke C.R.. Standard handbook of machine design, 17.13-17.14, McGraw-Hill, New York, (1988)
- [2] S. Timoshenko and J. N. Goodier. Theory of Elasticity. 3rd Edn. McGraw-Hill, New York (1970).
- [3] D. R. Bland, J. Mech. Phys. Solids 4, 209 (1956)
- [4] H. Odeneo, J. Mech. Engng Sci. 4, 384 (1969)
- [5] H. Odeneo, Archw. Mech. stosow. 25, 137 (1973)
- [6] U. Gamer and R. H. Lance. Residual stress in shrink fits. Int. J. Mech. Sci. Vol. 25, No. 7, pp. 465-470, 1983)
- [7] U. Giiven. The shrink fit with elastic-plastic hub exhibiting variable thickness. Aeta Meehanica 89, 65-72 (1991)
- [8] Zhang Y., McClain B. & Fang X.D. Design of interference fits via finite element method. International Journal of Mechanical Sciences, 42: 1835-1850, 2000
- [9] Adnan Özel, Şemsettin Temiz, Murat Demir Aydin & Sadri Şen. Stress analysis of shrink-fitted joints for various fit forms via finite element method. Materials and Design, 26: 281-289, 2005
- [10] Lewis R., Marshall M.B. & Dwyer-Joyce R.S. Measurement of interface pressure in interference fits. Journal of Mechanical Engineering Sciences, Part C, 219(2): 127-139, 2005
- [11] J.C. Pérez Cerdán et al. Analysis of contact stresses in interference fit joints with circumferential round notch on the hub. 13th World Congress in Mechanism and Machine Science, Guanajuato, México, 19-25 June (2011)
- [12] Huang, X. P. 2005, "A General Autofrettage Model of A Thick-walled Cylinder Based on Tensile-compressive Stress-strain Curve of a material," J. Stain. Anal., 40(6), pp. 599-607, 2005